

1. Жуков, А.В. Теория лесных машин: учеб. пособие / А.В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
2. Тракторы: Теория: учеб. / В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

**Раевская Л.Т.**(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) [raevskaya@usfeu.ru](mailto:raevskaya@usfeu.ru)

## ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОРШНЯ ПНЕВМОМОТОРА

### *HARMONIC ANALYSIS OF THE PNEUMOTOR PISTON*

Аксиально-поршневые реверсивные пневматические двигатели серии ДАР компактны, имеют малую массу и могут использоваться в качестве приводов в деревообрабатывающем оборудовании. Одной из важных деталей двигателей являются двусторонние поршни, прочностные свойства которых были исследованы ранее [1]. В процессе работы аксиально-поршневого пневматического двигателя поршень находится под воздействием периодически меняющегося давления, прилагаемого поочередно к торцам поршня. Давление создается сжатым воздухом, который по воздухораспределительным каналам шеек ротора и полублоков поступает в рабочие камеры цилиндров с поршнями. Периодически меняющаяся нагрузка будет приводить к появлению периодического (гармонического) отклика динамической системы. Исследование вынужденных колебаний динамической системы дает возможность предсказать поведение системы под действием вынуждающей силы. Знание поведения системы необходимо для изучения резонансных явлений в поршне. При приближении частоты вынуждающей силы к собственной частоте системы будет происходить раскачка колебаний, возрастание амплитуды, резкие изменения характеристик напряженно-деформированного состояния, что может приводить к разрушению системы. Цель настоящего расчета – определить резонансную частоту поршня, и изучить поведение системы вблизи резонанса.

В комплексе метода конечных элементов (МКЭ) ANSYS для расчета вынужденных колебаний предлагаются три метода: полный, редуцированный и метод наложения форм [2]. Полный метод использует для вычисления гармонического отклика модели систему полных матриц (матрицы могут быть симметричными и несимметричными). Редуцированный метод использует редуцированную матрицу и уменьшенное число степеней свободы, но после вычислений это число расширяется до исходного набора управляющих степеней свободы. Метод наложения форм суммирует собственные векторы, полученные при расчете собственных колебаний, для вычисления отклика модели. В данной работе применялся полный метод, как наиболее простой, а система уравнений решалась методом расчета разреженных матриц, что предпочтительно для прочностных задач сравнительно больших моделей. Амплитуда вынуждающей силы определялась из условия нагружения и была равна  $F = 2640$  Н. Данная сила приводилась к

центральной точке нагружаемого торца поршня (номер узла сетки - 24364) с координатами  $X = 0,08$  м,  $Y = 0$ ,  $Z = 0$ . Координаты центральной точки противоположного ненагруженного торца поршня (номер узла сетки 7714)  $X = -0,08$  м,  $Y = 0$ ,  $Z = 0$ . Все характеристики напряженно-деформированного состояния поршня определялись в этих двух наиболее важных точках поршня. Прикладываемая нагрузка в течение расчета менялась по гармоническому закону. Первая резонансная частота оказалась равной 685 Гц. Для изучения отклика задавался диапазон возбуждающих частот 670 - 700 Гц с шагом равным 6 Гц.

В результате расчета были получены пиковые зависимости для напряжений относительно координатных осей, плоскостей, главных напряжений в области резонансной частоты. Некоторые зависимости приведены на рис.1. Как видно из рис. 1 зависимости, например, нормального напряжения  $\sigma_{yz}$  от частоты вынуждающей силы оказались разными в центральных точках нагруженного и ненагруженного торцов поршня (рис.1, а, б). При этом в обеих точках отмечаются скачкообразные изменения напряжений. В области перед резонансной частотой отмечается некоторое уменьшение напряжения (рис. 1, б) в центральной части ненагруженного торца.

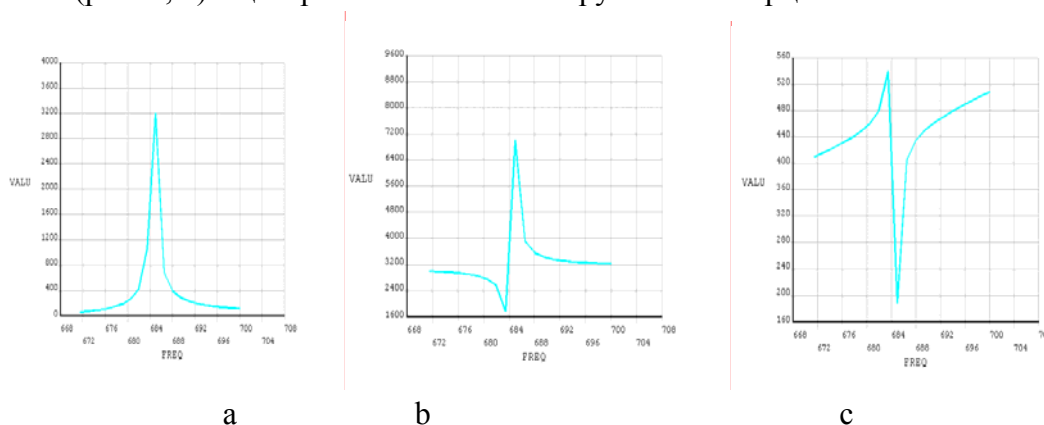


Рисунок 1 – Нормальные напряжения: в центре торца свободного от нагрузки  $\sigma_{yz}$  - а,  $\sigma_{xy}$  - с; в центре нагруженного торца поршня  $\sigma_{yz}$  – б

Упругие деформации были вычислены также во всех направлениях и плоскостях. В качестве иллюстрации полученных результатов приведена зависимость упругой деформации от частоты вынуждающей силы в одной точке (рис.2 а). За область резонанса деформация с ростом частоты вынуждающей силы продолжает возрастать.

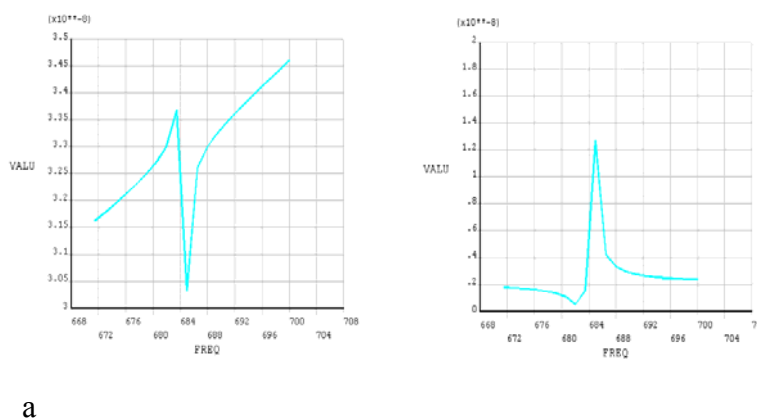


Рисунок 2 – Упругая деформация по оси X в центре торца свободного от нагрузки - а; смещение по оси Z в центре нагруженного торца поршня - б

Наиболее важной характеристикой при изучении вынужденных колебаний является смещение точек поршня вблизи резонансной частоты (рис.2, б). В дальнейшем необходимо исследовать те области поршня, где возникают нормальные максимальные напряжения.

## Библиографический список

1. Раевская Л.Т. Динамическое моделирование напряженно – деформированного состояния элементов аксиально-поршневых пневмомоторов. Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века. Труды евразийского симпозиума/Под ред. И.Т. Глебова. – Екатеринбург. 2006 г. С.193-200.
2. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

**Сулинов В.И., Щепочкин С.В., Гороховский А.К.**  
(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)

## **РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК АВТОНОМНОГО ТИПА**

### *CALCULATION AND DESIGNING OF THE ASPIRATION INSTALLATIONS OF INDEPENDENT TYPE*

В настоящий момент аспирационные установки автономного типа в деревообрабатывающих цехах находят всё более широкое распространение. Этому в значительной степени способствует их мобильность, простота конструкции, достаточно высокая степень очистки запыленного воздуха (до 99,5 %), а также сравнительно малая энергоёмкость.

Изготовление автономных аспирационных установок освоено целым рядом отечественных фирм. Одним из крупнейших в России среди изготовителей и поставщиков аспирационных установок является производственное объединение «Ками-Станко-Агрегат».

Несмотря на внешнее компоновочное различие, все аспирационные установки автономного типа состоят из следующих частей (рисунок 1): 1 – электропривод; 2 – вентиляционное колесо; 3 – кожух вентилятора, переходящий в циклонный элемент; 4 – матерчатый фильтр; 5 – пылесборник; 6 – опорная рама.

Перед вентиляционным колесом может располагаться одно (7) или несколько входных патрубков с возможностью присоединения к ним гибких воздухопроводов стандартных сечений. Если установка рассчитывается на работу с несколькими входными патрубками, то на ее основной патрубок крепится коллекторный элемент (8).

Исходными данными для расчета аспирационной установки являются такие показатели, как объем отсасываемого воздуха  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) и развиваемый вентилятором напор  $H$  (Па).